



INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)

(51) Internationale Patentklassifikation ⁷ :

F15B 11/16, 11/05

A1

(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 00/00747

(43) Internationales
Veröffentlichungsdatum:

6. Januar 2000 (06.01.00)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE99/01591

(22) Internationales Anmeldedatum: 31. Mai 1999 (31.05.99)

(30) Prioritätsdaten:

198 28 963.4

29. Juni 1998 (29.06.98)

DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): MAN-
NESMANN REXROTH AG [DE/DE]; Jahnstrasse 3-5,
D-97816 Lohr (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): WEICKERT, Thomas
[DE/DE]; Hofstattweg 6, D-97783 Karsbach (DE). AD-
LON, Erich [DE/DE]; Bergstrasse 25, D-97859 Wiesthal
(DE).(74) Anwalt: WINTER, BRANDL & PARTNER; Alois-Steinecker
Strasse 22, D-85354 Freising (DE).(81) Bestimmungsstaaten: JP, KR, US, europäisches Patent (AT,
BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU,
MC, NL, PT, SE).

Veröffentlicht

Mit internationalem Recherchenbericht.

Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen
Frist; Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen
eintreffen.

(54) Title: HYDRAULIC CIRCUIT

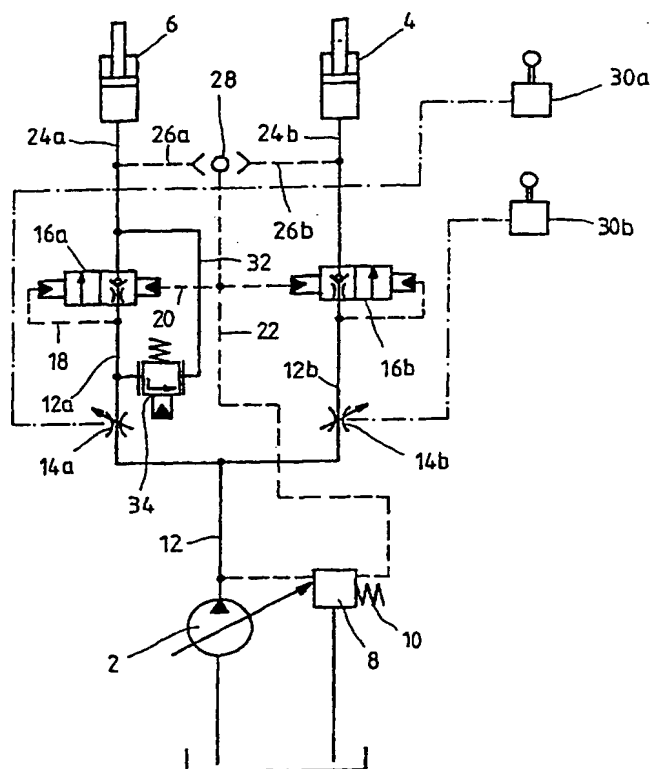
(54) Bezeichnung: HYDRAULISCHE SCHALTUNG

(57) Abstract

The invention relates to a load-independent flow regulation circuit for controlling at least one low load consumer (6) and one high load consumer (4), wherein each consumer (4, 6) is allocated a metering orifice (14a, 14b) and a downstream pressure regulator (16a, 16b) to constantly maintain pressure drop above the metering orifice (16a). A controllable bypass duct (32) is allocated to the pressure regulator of the low load consumer through which the pressure regulator of said consumer may be circumvented.

(57) Zusammenfassung

Offenbart ist eine LUDV-Schaltung zur Ansteuerung zumindest eines lastniedrigeren (6) und eines lasthöheren (4) Verbrauchers, wobei jedem Verbraucher (4, 6) eine Meßblende (14a, 14b) und eine nachgeschaltete Druckwaage (16a, 16b) zum Konstanthalten des Druckabfalls über der Meßblende zugeordnet sind. Der Druckwaage (16a) des lastniedrigeren Verbrauchers ist ein aufsteuerbarer Bypasskanal (32) zugeordnet, über den die Druckwaage dieses Verbrauchers umgehbar ist.



LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AL	Albanien	ES	Spanien	LS	Lesotho	SI	Slowenien
AM	Armenien	FI	Finnland	LT	Litauen	SK	Slowakei
AT	Österreich	FR	Frankreich	LU	Luxemburg	SN	Senegal
AU	Australien	GA	Gabun	LV	Lettland	SZ	Swasiland
AZ	Aserbaidschan	GB	Vereinigtes Königreich	MC	Monaco	TD	Tschad
BA	Bosnien-Herzegowina	GE	Georgien	MD	Republik Moldau	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagaskar	TJ	Tadschikistan
BE	Belgien	GN	Guinea	MK	Die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland			TR	Türkei
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	ML	Mali	TT	Trinidad und Tobago
BJ	Benin	IE	Irland	MN	Mongolei	UA	Ukraine
BR	Brasilien	IL	Israel	MR	Mauretanien	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Island	MW	Malawi	US	Vereinigte Staaten von Amerika
CA	Kanada	IT	Italien	MX	Mexiko		
CF	Zentralafrikanische Republik	JP	Japan	NE	Niger	UZ	Usbekistan
CG	Kongo	KE	Kenia	NL	Niederlande	VN	Vietnam
CH	Schweiz	KG	Kirgisistan	NO	Norwegen	YU	Jugoslawien
CI	Côte d'Ivoire	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	NZ	Neuseeland	ZW	Zimbabwe
CM	Kamerun			PL	Polen		
CN	China	KR	Republik Korea	PT	Portugal		
CU	Kuba	KZ	Kasachstan	RO	Rumänien		
CZ	Tschechische Republik	LC	St. Lucia	RU	Russische Föderation		
DE	Deutschland	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DK	Dänemark	LK	Sri Lanka	SE	Schweden		
EE	Estland	LR	Liberia	SG	Singapur		

Beschreibung

Hydraulische Schaltung

5

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Schaltung zur Ansteuerung zumindest eines lastniedrigeren und eines lasthöheren Verbrauchers gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

10

Derartige Schaltungen (auch Load-Sensing-Schaltungen genannt) werden unter anderem zur Ansteuerung von mobilen Arbeitsmaschinen, beispielsweise von Baggern eingesetzt. Über die zentrale Schaltung werden hydraulisch betätigte Aggregate der Arbeitsmaschine, beispielsweise ein Drehwerk, der Fahrtrieb, ein Löffel, ein Stiel oder eine am Baggerausleger montierte Klemmeinrichtung angesteuert.

Eine derartige Load-Sensing-Schaltung ist beispielsweise aus der EP 0 566 449 AS bekannt. Diese Schaltung hat eine Verstellpumpe, die derart geregelt werden kann, daß sie an ihrem Ausgang einen Druck erzeugt, der um einen bestimmten Differenzbetrag über dem höchsten Lastdruck der hydraulischen Verbraucher liegt. Zur Regelung ist ein Load-Sensing-Regler vorgesehen, der vom Pumpendruck in Richtung der Verringerung des Hubvolumens und vom höchsten Druck an den Verbrauchern sowie von einer Druckfeder in Richtung der Vergrößerung des Hubvolumens beaufschlagbar ist. Die sich bei der Verstellpumpe einstellende Differenz zwischen dem Pumpendruck und dem höchsten Lastruck entspricht der Kraft der vorgenannten Druckfeder.

Jedem der Verbraucher ist eine verstellbare Meßblende mit einer nachgeschalteten Druckwaage zugeordnet, über die der Druckabfall an der Meßblende konstant gehalten

wird, so daß die zum jeweiligen Verbraucher fließende Hydraulikfluidmenge vom Öffnungsquerschnitt der Meßblende und nicht vom Lastdruck des Verbrauchers oder vom Pumpendruck abhängt. In demjenigen Fall, in dem die Verstellpumpe mit maximalem Volumen fördert und der Hydraulikfluidstrom trotzdem nicht ausreicht, um den vorgegebenen Druckabfall über den Meßblenden aufrechtzuerhalten, werden die Druckwaagen aller betätigten hydraulischen Verbraucher in Schließrichtung verstellt, so daß alle Hydraulikfluidströme zu den einzelnen Verbrauchern um den gleichen Anteil verringert werden. Das heißt, bei nachgeschalteter Druckwaage stehen die Volumenströme zu den Verbrauchern immer im Verhältnis der Öffnungsquerschnitte der Meßblenden. Aufgrund dieser lastunabhängigen Durchflußverteilung (LUDV) bewegen sich alle angesteuerten Verbraucher mit einer prozentual um den gleichen Wert verringerten Geschwindigkeit.

Die eingangs genannte Verstellpumpe ist üblicherweise mit einer Druckregelung und mit einer Leistungsregelung ausgestattet, über die der maximal mögliche Pumpendruck bzw. die maximale von der Verstellpumpe abgebbare Leistung (Baggerleistung) einstellbar sind. Diese Druck- und Leistungsregelungen sind der Load-Sensing-Regelung überlagert.

Mit einer Steueranordnung der vorstehend geschilderten Art kann es dann zu Problemen kommen, wenn ein hydraulischer Verbraucher gegen einen praktisch unendlichen Widerstand arbeitet. Dies kann beispielsweise dann der Fall sein, wenn der hydraulische Verbraucher ein Löffel ist, der auf Anschlag gefahren wird. Bei einem Fahren auf Anschlag baut sich an dem entsprechenden hydraulischen Verbraucher ein Druck auf, der etwa dem durch die Druckregelung vorgegebenen Maximaldruck (Baggerleistung) entspricht. Wird nun ein weiterer hydraulischer Verbraucher,

beispielsweise ein Fahrtrieb oder ein Ausleger angesteuert, kann dieser nur mit einer geringeren Geschwindigkeit bewegt werden, da aufgrund des hohen Druckes am erstgenannten Verbraucher (Löffel) bereits bei geringen
5 Hydraulikfluidströmen zum anderen hydraulischen Verbraucher (Fahrtrieb) die Leistungsregelung der Verstellpumpe anspricht.

Um diesen Nachteil auszuräumen, wird in der
10 WO95/32364 der Anmelderin eine Steueranordnung offenbart, über die bei Überschreiten eines Grenzlastdruckes lediglich der Lastdruck des lastniedrigeren hydraulischen Verbrauchers an den Load-Sensing-Regler der Verstellpumpe gemeldet wird. Dieser Grenzlastdruck ist so gewählt, daß
15 die Versorgung des anderen hydraulischen Verbrauchers gewährleistet ist. Beim Gegenstand der WO95/32364 wird dies erreicht, indem der Federraum der Druckwaage des lastniedrigeren Verbrauchers über eine Druckbegrenzungsventilanordnung mit dem Tank verbindbar ist. Bei Überschreiten
20 eines Grenzlastdruckes öffnet das Druckbegrenzungsventil die Verbindung zum Tank, so daß der Federraum der Druckwaage des lastniedrigeren Verbrauchers entlastet und der Regelkolben in seine Öffnungsstellung gebracht wird, in der der Lastdruck dieses Verbrauchers in die Lastdruckmeldeleitung gemeldet wird.
25

Nachteilig bei dieser Steueranordnung ist, daß ein Teilvolumenstrom zum Tank hin abgeführt wird und somit nicht für die Verbraucheransteuerung verwendet werden
30 kann. Der Wirkungsgrad dieser Steuerung ist daher vergleichsweise gering. Ein weiterer Nachteil besteht darin, daß durch die Rückführung des Hydraulikfluids hin zum Tank Wärme im System erzeugt und somit Pumpenleistung vernichtet wird.

35

Demgegenüber liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine Steueranordnung zu schaffen, durch die bei minimalem vorrichtungstechnischen Aufwand eine hinreichende Versorgung sämtlicher Verbraucher gewährleistet ist.

5

Diese Aufgabe wird durch eine hydraulische Schaltung mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst.

Durch die Maßnahme, einen Bypasskanal vorzusehen, über den die der Meßblende nachgeschaltete Druckwaage umgebar ist, ist es nicht erforderlich, zur Begrenzung des Systemdruckes die Druckwaage abzuregeln oder Hydraulikfluid in den Tank abzuführen. Der sich einstellende Systemdruck kann durch entsprechende Wahl des Bypassquerschnittes vorbestimmt werden. Aufgrund des reduzierten Systemdruckes kann der lastniedrigere Verbraucher mit einer größeren Hydraulikfluidmenge versorgt werden, die beispielsweise in eine Geschwindigkeitserhöhung eines Auslegers oder ähnliches umgesetzt werden kann.

20

Eine besonders einfach aufgebaute Schaltung erhält man, wenn die der Druckwaage vorgeschaltete Meßblende durch ein Proportionalwegeventil ausgebildet wird, wobei der Bypasskanal in Abhängigkeit von der Ventilschieberstellung des Proportionalwegeventils aufsteuerbar ist. Durch die von der Ansteuerung des Proportionalventils abhängige Aufsteuerung des Bypasskanals wirkt die Individualdruckwaage lediglich im Feinsteuerbereich, in dem vergleichsweise geringe Hydraulikfluidvolumenströme die Druckwaage durchströmen.

25
30

Der Aufbau läßt sich weiter vereinfachen, wenn der Bypasskanal im Ventilschieber des Proportionalwegeventils ausgebildet ist und durch eine Steuerkante der Ventilschieberbohrung aufsteuerbar ist.

35

Um die Rückströmung vom Verbraucher durch den Bypasskanal zu verhindern, wird in diesem eine Rückschlagventilanordnung vorgesehen.

5 Bei einer bevorzugten Variante der Erfindung werden über das Proportionalventil zwei Arbeitsanschlüsse eines Verbrauchers angesteuert. In einigen Fällen, beispielsweise bei doppeltwirkenden Hydraulikzylindern, ist es ausreichend, wenn der Bypasskanal lediglich einem der Arbeitsanschlüsse zugeordnet ist, so daß beispielsweise in
10 der Hebenfunktion eine Durchströmung des Bypasses erfolgt. Selbstverständlich ist es auch möglich, beiden Arbeitsanschlüssen Bypasskanäle zuzuordnen.

15 Wie vorstehend bereits erwähnt, kann es vorteilhaft sein, wenn der Bypasskanal erst nach einem bestimmten Hub des Proportionalventils aufgesteuert wird, so daß zu Beginn der Regelung keine Bypassströmung entsteht.

20 Der Ventilschieber des Proportionalwegeventils wird vorzugsweise mit einem mittigen Geschwindigkeitsteil und zwei außenliegenden Richtungsteilen ausgebildet, die jeweils einem Anschluß des Verbrauchers zugeordnet sind. Der Bypasskanal erstreckt sich dabei innerhalb des Ventilschiebers vom Geschwindigkeitsteil hin zum Richtungs-
25 teil, so daß die Druckwaage umgangen wird.

Der Druckverlust im Bypasskanal läßt sich minimieren, wenn dieser mit Schräg- und Radialbohrungen im Außenumfang des Ventilschiebers mündet.
30

Sonstige vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der weiteren Unteransprüche.

Im folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

5 Fig. 1 ein Schaltschema einer erfindungsgemäßen Schaltung mit Bypasskanal;

10 Fig. 2 eine Ventilscheibe eines Ventilblocks für eine Schaltung gemäß Fig. 1;

15 Fig. 3 einen Schnitt durch ein Ventilsegment für eine Schaltung gemäß Fig. 1;

20 Fig. 4 eine Detaildarstellung des Ventilsegments aus Fig. 3 und

25 Fig. 5 ein Diagramm zur Verdeutlichung des Systemdruckaufbaus bei der Ansteuerung eines lasthöheren und eines lastniedrigeren Verbrauchers.

30 In Fig. 1 ist ein Teil eines Schaltschemas für eine hydraulische Schaltung zur Ansteuerung eines mobilen Arbeitsgerätes, beispielsweise eines Baggers dargestellt. Dieser Bagger hat mehrere Verbraucher, wie beispielsweise einen Ausleger, einen Löffel, einen Stiel, einen Fahrwerksantrieb und einen Drehwerksantrieb, die von einer Verstellpumpe 2 mit Hydraulikfluid versorgt werden. Bei dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel sind schematisch ein Zylinder 4 zur Betätigung eines Löffels und ein Zylinder 6 zur Betätigung des Baggerauslegers als Verbraucher dargestellt.

35 Eine Einstellung des Hubvolumens der Verstellpumpe erfolgt über einen Load-Sensing-Regler 8, der in Abhängigkeit vom Pumpendruck einerseits und vom höchsten Lastdruck an den Verbrauchern 4, 6 und der Kraft einer Druck-

feder 10 andererseits das Hubvolumen der Verstellpumpe regelt. Das von der Verstellpumpe geförderte Hydraulikfluid wird über eine Pumpenleitung 12 mit Zweigleitungen 12a, 12b zu den beiden Verbrauchern 4 bzw. 6 geführt.

5

In jedem Zweig der Pumpenleitung 12 (12a, 12b) ist eine einstellbare Meßblende 14a, 14b ausgebildet. Wie im folgenden noch näher erklärt wird, sind diese Meßblenden 14a, 14b als Geschwindigkeitsteile eines Proportionalventils ausgeführt.

10

Stromabwärts jeder Meßblende 14a, 14b, ist jeweils eine Druckwaage 16a, 16b geschaltet. Der Regelkolben dieser 2-Wege-Druckwaagen ist in Öffnungsrichtung über eine Steuerleitung 18 mit dem Druck stromabwärts der Meßblende 14a, 14b und in Schließrichtung über eine Laststeuerleitung 20 mit dem höchsten Lastdruck beaufschlagt, der von einer Lastdruckmeldeleitung 22 abgegriffen wird. Über diese ist der höchste Lastdruck auch zum Load-Sensing-Regler 8 geführt.

20

Vom Ausgangsanschluß der Druckwaage 16a, 16b führt eine Arbeitsleitung 24a, 24b zu den jeweiligen Verbrauchern 4 bzw. 6. Der Lastdruck der Verbraucher 4, 6 wird über Zweigleitungen 26a, 26b abgegriffen und zu einem Wechselventil 28 geführt, an dessen Ausgang die Lastdruckmeldeleitung 22 angeschlossen ist.

25

Die Ansteuerung der einstellbaren Meßblenden 14a, 14b erfolgt über manuell betätigbare Steuereinrichtungen 30a, 30b, die mit den Meßblenden 14a bzw. 14b in Wirkverbindung stehen.

30

Durch eine Schaltung der vorbeschriebenen Art ist eine klassische "LUDV"-Schaltung realisiert, bei der über die Druckwaagen 16a, 16b der Druckabfall über den Meß-

35

blenden 14a, 14b lastdruckunabhängig konstant gehalten wird. Beim Ausschöpfen der vollen Pumpenleistung werden üblicherweise beide Druckwaagen 16a, 16b zurückgeregelt, so daß der Hydraulikfluidvolumenstrom zu den beiden Verbrauchern 4, 6 um den gleichen Prozentanteil reduziert wird. Wie eingangs bereits beschrieben wurde, kann bei diesen Schaltungen dann ein Problem auftreten, wenn der lasthöhere Verbraucher (Löffel 4) auf Anschlag gefahren wird, so daß der Lastdruck dieses Verbrauchers im Bereich des Pumpenmaximaldruckes angesiedelt ist. Schaltet man nun zusätzlich einen lastniedrigeren Verbraucher hinzu, so geht der Volumenstrom des lastniedrigeren Verbrauchers auf einen Wert zurück, der durch die maximale Pumpenleistung vorgegeben ist. Ein großer Teil der Leistung wird in der abregelnden Druckwaage dieses Verbrauchers vernichtet.

Um dies zu verhindern, wird bei der in Fig. 1 dargestellten Regelung dem lastniedrigeren Verbraucher b ein Bypasskanal 32 zugeordnet, der eine Umgehung der Druckwaage 16a ermöglicht. Der Bypasskanal 32 zweigt stromabwärts der Meßblende 14a ab und mündet in der Arbeitsleitung 24a zum Verbraucher 6. Im Bypasskanal 32 ist eine geeignete Steuereinrichtung 34 vorgesehen, die den Bypasskanal 32 in der Grundstellung absperrt und in Abhängigkeit vom Öffnungsquerschnitt der Meßblende 14a aufsteuert. Durch diese Schaltung wird der Hydraulikfluidvolumenstrom zum Verbraucher 6 hin nicht durch die Druckwaage 16a abgeregelt, so daß sich ein niedrigerer Systemdruck als bei einem System ohne Bypasskanal 32 einstellt. Dies ermöglicht es, den Ausleger 6 mit einer größeren Geschwindigkeit auszufahren. Die mit dem Bezugszeichen 34 versehene Schalteinrichtung kann dabei eine beliebige Einrichtung sein, die geeignet ist, um den Bypasskanal 32 abzusperren und in Abhängigkeit von der Ansteuerung der Meßblende 14a aufzusteuern.

In Fig. 2 ist das Schaltschema einer Ventilscheibe 35 eines Ventilblockes zur Realisierung der in Fig. 1 abgebildeten Schaltung dargestellt. Die Ventilscheibe 35 enthält die Druckwaage 16a, ein Proportionalventil 36, durch dessen Geschwindigkeitsteil die Meßblende 14a ausgebildet ist und den Bypasskanal 32, sowie die sonstigen, im folgenden näher beschriebenen Verbindungsleitungen der Hydraulikelemente. Bei dem in Fig. 2 dargestellten Ausführungsbeispiel sind im Proportionalventil 36 neben der Meßblende 14a auch noch ein Richtungsteil zur Ansteuerung der Verbraucher A, B, sowie die Ansteuerung des Bypasskanals 32 integriert.

Das Proportionalventil 36 hat einen Pumpenanschluß P, zwei Arbeitsanschlüsse A, B, die mit den Zylinderräumen eines Differentialzylinders b oder mit einem Hydromotor verbunden sind. Des weiteren sind ein Ausgangsanschluß P1 zur Druckwaage 16a, ein Bypass-Anschluß U, zwei Eingangsanschlüsse R, S des Richtungsteils und ein Tankanschluß T am Proportionalventil 36 ausgebildet.

Die beiden Stirnseiten des Ventilschiebers 38 des Proportionalventils 36 sind durch zwei Druckfedern 41a, 41b in ihre Grundposition vorgespannt. In dieser Grundposition sind die Anschlüsse P, A, B, U und S abgesperrt, während die Anschlüsse P1 und R mit dem Tank verbunden sind.

Die Stirnflächen des Ventilschiebers 38 sind mit Steuerdrücken P_{ST} beaufschlagt, so daß dieser aus seiner federvorgespannten Grundposition herausbewegbar ist.

Der Ausgangsanschluß P1 ist über die Pumpenleitung 12a mit dem Eingangsanschluß Q der Druckwaage 16a verbunden. Wie bereits vorstehend erläutert, zweigt von der

Pumpenleitung 12a die Steuerleitung 18 ab, über die der Druck stromabwärts der Meßblende 14a (Proportionalventil 36) an die in Fig. 2 linke Stirnseite der Druckwaage 16a gemeldet ist. Der Lastdruck des Verbrauchers 6 ist über
5 die Lastmeldeleitung 20 mit der Lastdruckmeldeleitung 22 verbunden und zur Federseite der Druckwaage 16a geführt. Der Ausgangsanschluß C der Druckwaage 16a ist über Leitungen 40, 42 mit den Eingangsanschlüssen R bzw. S des Richtungsteils verbunden. In den Leitungen 40, 42 befinden sich zwei Rückschlagventile 56a, 56b, die eine Rückströmung des Hydraulikfluids vom Richtungsteil zur Druckwaage 16a verhindern.
10

Der Tankanschluß T ist über eine Tankleitung 44 mit dem Tank verbunden. Durch die Druckwaage 16a wird bei Ansteuerung des Proportionalventils 36 der Druckabfall über der Meßblende 14a lastdruckunabhängig konstant gehalten, so daß der Volumenstrom zum Verbraucher 6 proportional zum Öffnungsquerschnitt der Meßblende 14a ist.
15

20 Bei Anlegen eines Steuerdruckes P_{ST} beispielsweise an die linke Stirnfläche des Proportionalventils 36 wird der Ventilschieber 38 nach rechts verschoben, so daß die Meßblende 14a zur Verbindung der Anschlüsse P, Pl aufgesteuert wird. Im Feinsteuerbereich, das heißt im ersten Teil des Ventilschieberhubes ist die Verbindung zum Bypasskanalanschluß U noch versperrt. Das Hydraulikfluid wird über die Arbeitsleitung 12a zum Eingangsanschluß Q und über die Steuerleitung 18 zur linken Stirnseite des Regelkolbens der Druckwaage 16a geführt, so daß diese in ihre Regelposition zum Konstanthalten des Druckabfalls über der Meßblende 14a verschoben wird.
25
30

Der derart eingestellte Hydraulikfluidstrom wird dann über die Leitung 40, die Anschlüsse R, A zum Arbeitsanschluß des Verbrauchers 6 geführt, während über den Ar-
35

beitsanschluß B und die Tankleitung 44 das Hydraulikfluid vom Verbraucher 6 zurück zum Tank geführt wird. Der Anschluß S ist verschlossen.

5 Beim weiteren Aufsteuern der Meßblende 14a, wird der Bypasskanal 32 durch den Ventilschieber 38 aufgesteuert, so daß das Hydraulikfluid direkt in die Leitung 40 einströmt. Der Volumenstrom zur Druckwaage 16a wird verringert oder gar ganz abgesperrt, so daß ein größerer Volumenstrom zum Verbraucher 6 geführt wird. Diese Vergröße-
10 rung des Volumenstroms führt auch dann zu einem Absinken des Systemdrucks, wenn der lasthöhere Verbraucher 4 auf Anschlag gefahren ist.

15 Fig. 3 zeigt einen Schnitt durch ein Wegeventilsegment, durch das die in Fig. 2 dargestellte Schaltung realisiert ist. Das Wegeventilsegment hat eine Ventilplatte 52, in der Aufnahmebohrungen für den Ventilschieber 38, die Druckwaage 16a, zwei Druckbegrenzungsventile 54a, 54b
20 und die beiden Rückschlag- oder Lasthalteventile 56a, 56b ausgebildet sind. In der Ventilplatte 52 sind des weiteren die beiden Arbeitsanschlüsse A, B, zwei Steueranschlüsse 58a, 58b zur Ansteuerung des Proportionalventils 36, ein Pumpenanschluß P, zumindest ein Anschluß für die
25 Lastdruckmeldeleitung 22 und ein Tankanschluß vorgesehen.

Der prinzipielle Grundaufbau dieses Wegeventilsegmentes ist bereits aus dem Stand der Technik bekannt und beispielsweise in der eingangs genannten WO95/32364 be-
30 schrieben.

Der Ventilschieber 38 hat in seinem mittleren Bereich einen Steuerbund 60, der im Zusammenwirken mit einem Steg 62 der Ventilbohrung die Meßblende 14a ausbildet. In der
35 Darstellung gemäß Fig. 3 ist der Ventilschieber 38 durch die beiden Druckfedern 41a, 41b in seine Grundposition

vorgespannt, in der keine Durchströmung der Meßblende 14a stattfindet.

Die Ansteuerung des Proportionalventils 36 erfolgt
5 durch Anlegen eines Steuerdruckes an die beiden Steueranschlüsse 58a bzw. 58b, die über Steuerleitungen mit dem Federraum 64a bzw. 64b des Proportionalventils 36 verbunden sind. In der Steuerleitung zwischen den Steueranschlüssen 58a, 58b und den Federräumen 64a bzw. 64b ist
10 eine Düse mit einem Rückschlagventil ausgebildet, durch die eine Dämpfung der Ventilschieberbewegung möglich ist.

Der Steuerbund 60 ist im Bereich seiner Stirnflächen mit einer Vielzahl von Steuerkerben 64 bzw. 66 versehen,
15 über die Druckmittel aus einem mit dem Pumpenanschluß P verbundenen Ringraum 68 zum Eingangsanschluß Q geführt werden kann, so daß die in Fig. 3 untere Stirnfläche des Regelkolbens 72 der Druckwaage 16a mit dem Druck stromabwärts der Meßblende beaufschlagbar ist.

20 Bei einer Verschiebung des Wegeventilschiebers 38 nach rechts (Fig. 3) wird die Meßblende 14a durch Zusammenwirken der Steuerkerben 64 mit der einen Steuerkante des Steges 62 gebildet, während bei einer Verschiebung
25 nach links die Steuerkerben 66 die Verbindung vom Ringraum 68 zur Druckwaage 16a hin aufsteuern.

Der Eingangsanschluß Q der Druckwaage 16a ist als Axialanschluß ausgebildet, so daß der Fluiddruck auch auf
30 die untere Stirnfläche 70 des Regelkolbens 72 wirkt. Der Ausgangsanschluß C ist als Radialanschluß ausgebildet und mündet in den Leitungen 40 bzw. 42. In diesen Leitungen 40, 42 sind die Lasthalteventile 56a, 56b angeordnet, die eine Rückströmung vom Ventilschieber 38 zur Druckwaage
35 16a hin verhindern und eine Durchströmung in umgekehrter Richtung ermöglichen.

Die Verbindung der Leitungen 40, 42 mit den Arbeitsanschlüssen A bzw. B oder dem Tankanschluß T erfolgt jeweils über ein Richtungsteil des Ventilschiebers 38. Das
5 heißt, jedem Arbeitsanschluß A, B ist ein Richtungsteil zugeordnet, über das ein Arbeitsanschluß A bzw. B mit einer Leitung 40, 42 oder mit dem Tank T verbindbar ist.

Das in Fig. 3 rechts ausgebildete Richtungsteil für
10 den Anschluß B hat drei im Axialabstand ausgebildete Steuerbünde 74, 76 und 78. Die Steuerbünde 76 und 78 sind jeweils mit Steuerkerben 80 bzw. 82 versehen, die sich zu dem zwischen diesen Steuerbünden 76, 78 angeordneten, radial zurückgesetzten Abschnitt hin öffnen.

15 Das dem Arbeitsanschluß A zugeordnete Richtungsteil des Ventilschiebers 38 ist lediglich durch zwei beabstandete Steuerbünde 84, 86 gebildet. Im Steuerbund 86 sind Steuerkerben 88 ausgebildet, die in der Funktion den
20 Steuerkerben 80 des Steuerbundes 78 entsprechen.

Im Axialabstand zu der rechten Stirnfläche des Steuerbundes 86 münden am Außenumfang mehrere, am Umfang verteilte Schrägbohrungen 90, die mit einer gemeinsamen
25 Axialbohrung 92 verbunden sind. Diese durchsetzt den Steuerbund 8 bis zum linken Endabschnitt des Ventilschiebers 38. Bei der dargestellten Variante ist der Endanschlag 94 des Ventilschiebers in die Axialbohrung 92 eingeschraubt, so daß deren linker Endabschnitt verschlossen
30 ist.

Fig. 4 zeigt eine Detaildarstellung des Ventilschiebers 38 im Mittelbereich dieser Axialbohrung 92.

Demgemäß ist in der Axialbohrung 92 ein Rückhalteventil vorgesehen, dessen Ventilkörper 96 über eine Druckfeder 97 gegen einen Ventilsitz 98 vorgespannt ist.

5 Stromabwärts des Ventilkörpers 96 münden ein Radialbohrungsstern 100 und ein Schrägbohrungsstern 102. Der Radialbohrungsstern 100 ist durch einen Steg 104 der Aufnahmebohrung 103 des Ventilschiebers 38 versperrt. Der Schrägbohrungsstern 102 mündet in dem radial zurückge-
10 setzten Abschnitt zwischen den Steuerbündeln 84 und 86. Der gegen den Ventilsitz 98 vorgespannte Ventilkörper 96 verhindert, daß Hydraulikfluid vom Anschluß A in die Axialbohrung 92 einströmen kann. Eine Durchströmung in Gegenrichtung wird praktisch nicht verhindert, da die
15 Druckfeder 97 schwach ist.

Die Geometrie des Radialbohrungssterns 100 und des Schrägbohrungssterns 102 ist derart gewählt, daß bei einer Verschiebung des Ventilschiebers 38 nach links über
20 diese Sterne 100, 102 die Verbindung vom Arbeitsanschluß A zum Tankanschluß T aufsteuerbar ist. Alternativ könnten für die Aufsteuerung selbstverständlich auch Steuerkerben im rechten Stirnflächenbereich des Steuerbundes 84 verwendet werden.

25

Falls nun an den Steueranschluß 58a ein Steuerdruck angelegt wird, wird der Ventilschieber 38 in der Darstellung nach Fig. 3 nach rechts bewegt, so daß die Steuerkerben 64 im Zusammenwirken mit dem Steg 62 die Verbindung vom Pumpenanschluß P zum Eingangsanschluß Q der Druckwaage aufsteuern.

Die in Fig. 3 oben liegende Stirnfläche 105 des Regelkolbens 72 ist von der Kraft einer Regelfeder 106 und
35 vom Lastdruck beaufschlagt, der über eine Steuerkante und eine Winkelbohrung 108 im Regelkolben 72 von einer Um-

fangsnut 110 abgegriffen wird. Durch den am Eingangsanschluß Q anliegenden Druck stromabwärts der Meßblende 14a wird der Regelkolben 72 nach oben ausgelenkt und der Ausgangsanschluß C aufgesteuert bis sich ein Kräftegleichgewicht über dem Regelkolben 72 einstellt. Das Lasthalteventil 56a wird geöffnet und das Hydraulikfluid über die Leitung 40 und den Steuerbund 86 mit den Steuerkerben 88 zum Arbeitsanschluß A geführt. Gleichzeitig wird über den dem Arbeitsanschluß B zugeordneten Steuerbund 76 und die Steuerkerben 82 die Verbindung zwischen dem Arbeitsanschluß B und dem Tankanschluß T aufgesteuert, so daß das Hydraulikfluid vom Verbraucher in den Tank zurückströmen kann. In diesem Feinsteuerbereich sind die Schrägbohrungen 90 des Bypasskanals 32 noch nicht durch die Steuerkante 107 aufgesteuert.

Bei einer weiteren Verschiebung des Ventilschiebers 38 steuert die Steuerkante 107 den Bypasskanal 82 auf, so daß das Hydraulikfluid oder zumindest ein Teilvolumenstrom zum Arbeitsanschluß A geführt wird. Der Systemdruck sinkt ab, so daß der lastniedrigere Verbraucher 6 mit höherer Geschwindigkeit betätigt werden kann.

Bei einer Ansteuerung des Ventilschiebers 38 in umgekehrter Richtung hat der Bypasskanal keine Wirkung, da die umgekehrte Durchströmung von A zum Eingangsanschluß Q der Druckwaage 16a durch den auf dem Ventilsitz 98 aufliegenden Ventilkörper 96 verhindert wird.

Im vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel ist der Bypasskanal 32 lediglich dem Arbeitsanschluß A zugeordnet, der für die Hebenfunktion des Verbrauchers erforderlich ist. Selbstverständlich kann auch dem anderen Arbeitsanschluß B ein weiterer Bypasskanal zugeordnet werden, der dann einen identischen Aufbau wie der vorbeschriebene Arbeitsanschluß aufweisen würde.

Patentansprüche

1. Hydraulische Schaltung zur Ansteuerung zumindest eines lastniedrigeren und eines lasthöheren Verbrauchers (4, 6), mit einer Verstellpumpe (2), deren Einstellung in Abhängigkeit vom höchsten Lastdruck der Verbraucher (4, 6) veränderbar ist, wobei zwischen der Verstellpumpe (2) und jedem Verbraucher (4, 6) eine verstellbare Meßblende (14a, 14b) mit einer nachgeschalteten Druckwaage (16a, 16b) vorgesehen ist, deren Regelkolben (72) in Schließrichtung vom Lastdruck des zugeordneten Verbrauchers (4, 6) und in Öffnungsrichtung von dem Druck stromabwärts der Meßblende (14a, 14b) beaufschlagbar ist, gekennzeichnet durch
- einen Bypasskanal (32), der den Meßblendenausgang (P_1) unter Umgehung der zugehörigen Individual-Druckwaage (16a) mit zumindest einem Arbeitsanschluß (A) für den lastniedrigeren Verbraucher (6) verbindet.
2. Hydraulische Schaltung nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Meßblende (14a, 14b) durch ein Proportionalventil (36) gebildet ist, über das der Arbeitsanschluß (A, B) mit dem Pumpenanschluß (P) oder einem Tank (T) verbindbar ist, und daß der Bypasskanal (32) in Abhängigkeit von der Ventilschieberstellung des Proportionalventils (36) aufsteuerbar ist.
3. Hydraulische Schaltung nach Patentanspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Bypasskanal (32) im Ventilschieber (38) ausgebildet ist und durch eine Steuerkante des Proportionalventils (36) aufsteuerbar ist.

4. Hydraulische Schaltung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Bypasskanal (32) ein Rückschlagventil (96, 97, 98) angeordnet ist, das eine Hydraulikfluidströmung vom Verbraucher (6) zur Meßblende (14a) verhindert.
5. Hydraulische Schaltung nach einem der Patentansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Proportionalventil (36) zwei Arbeitsanschlüsse (A, B) für den Verbraucher (6) hat, und daß jedem Arbeitsanschluß (A, B) ein Bypasskanal (32) zugeordnet ist.
6. Hydraulische Schaltung nach einem der Patentansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Bypasskanal (32) erst nach einem vorbestimmten Hub des Ventilschiebers (36) aufgesteuert wird.
7. Hydraulische Schaltung nach einem der Patentansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilschieber (38) einen etwa mittig angeordneten, die Meßblende (14a) bildenden Geschwindigkeitsteil und zwei Richtungsteile hat, über die das Hydraulikfluid vom Ausgangsanschluß (Q) der Druckwaage (16a) zu einem Arbeitsanschluß (A, B) bzw. vom anderen Arbeitsanschluß (A, B) zu einem Tankanschluß (T) führbar ist, wobei sich der Bypasskanal (32) vom Geschwindigkeitsteil zu einem der Richtungsteile erstreckt.
8. Hydraulische Schaltung nach einem der Patentansprüche 4 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Bypasskanal (32) einerseits über Schrägbohrungen (90) im Bereich des Geschwindigkeitsteils und andererseits über einen Radialbohrungsstern (100) und/oder einen Schrägbohrungsstern (102) stromabwärts des Rückschlagventils (96, 97, 98) im Bereich eines Richtungsteiles mündet.

9. Hydraulische Schaltung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Verstellpumpe (2) druck- und leistungsgeregelt ist.

1/4

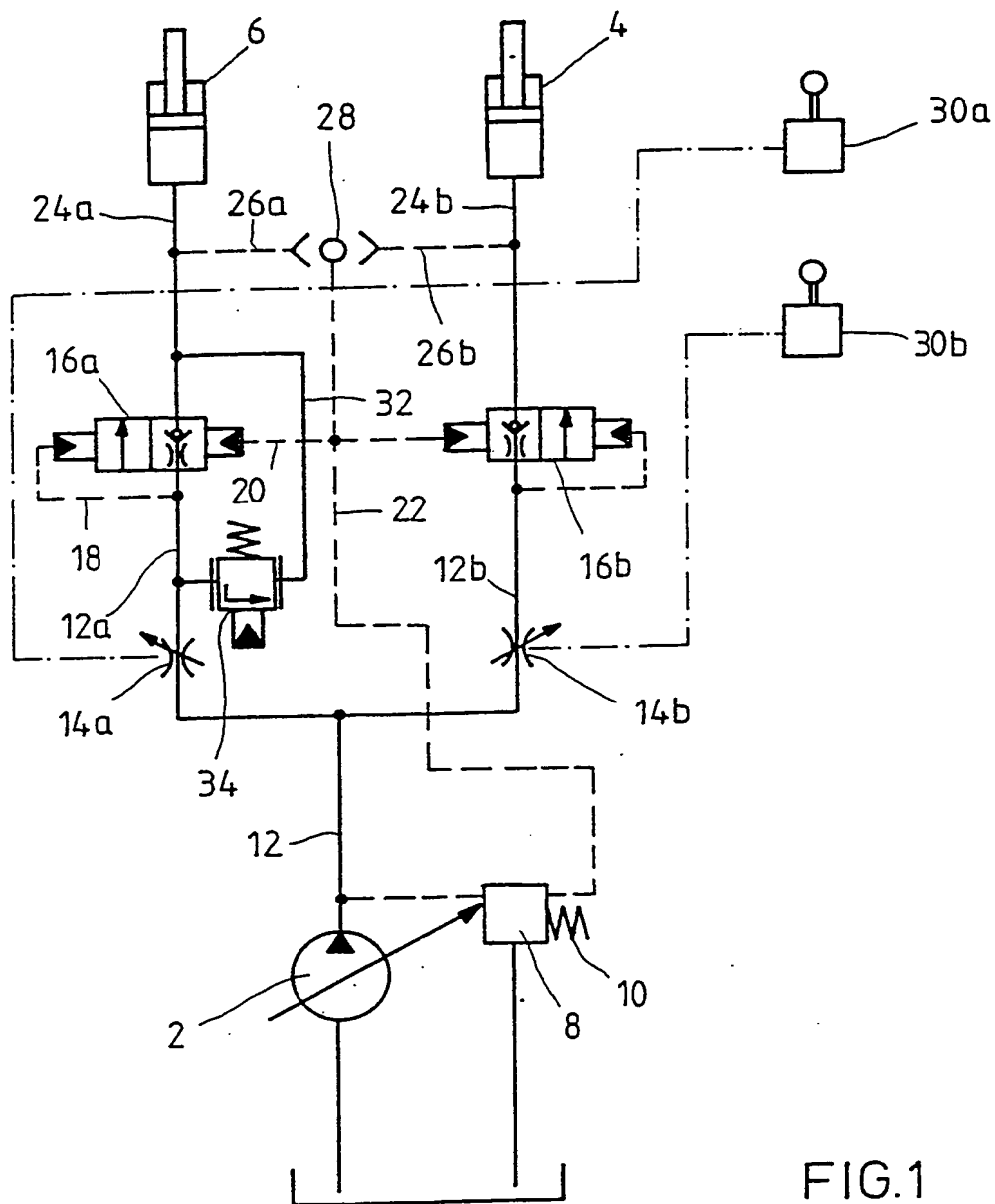


FIG.1

214

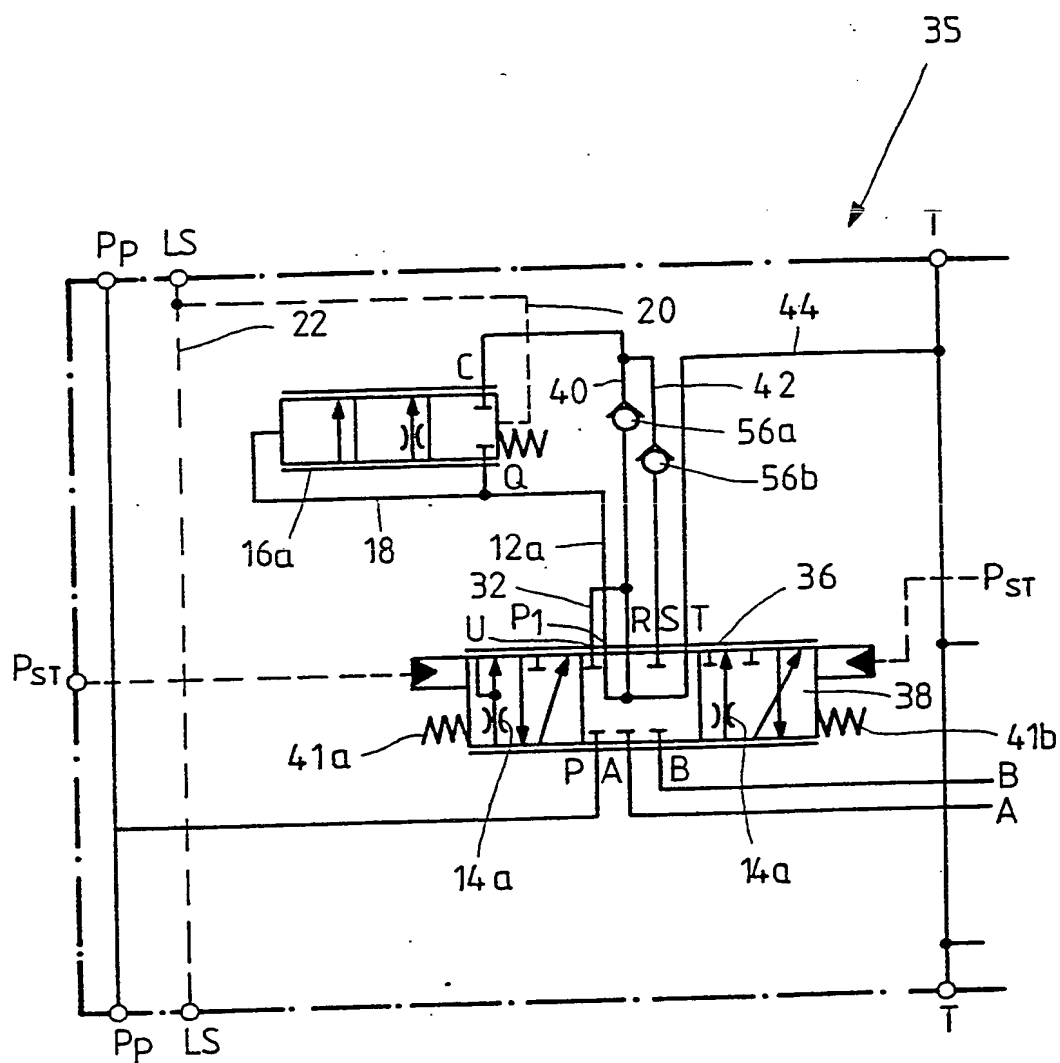


FIG. 2

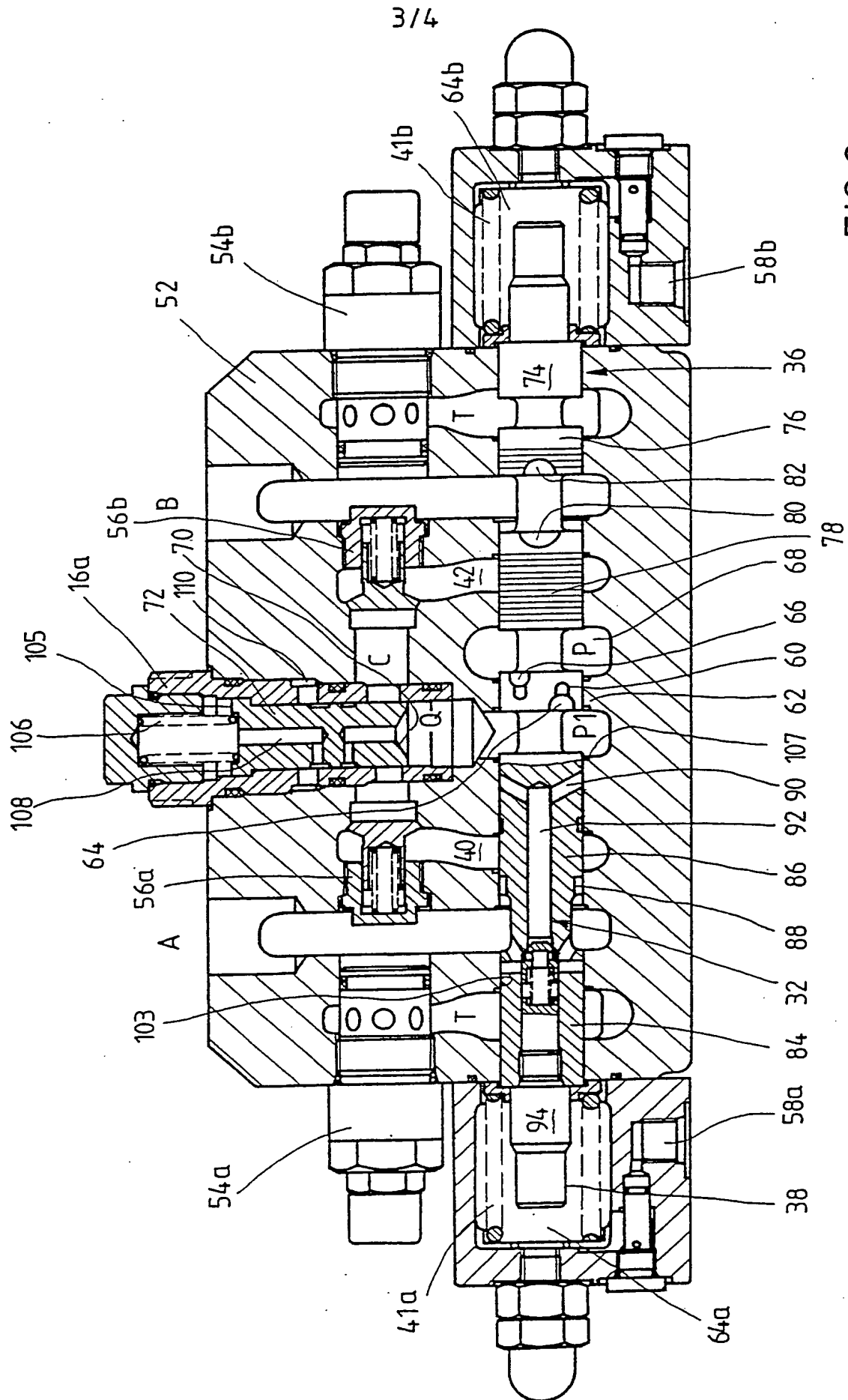


FIG. 3

4/4

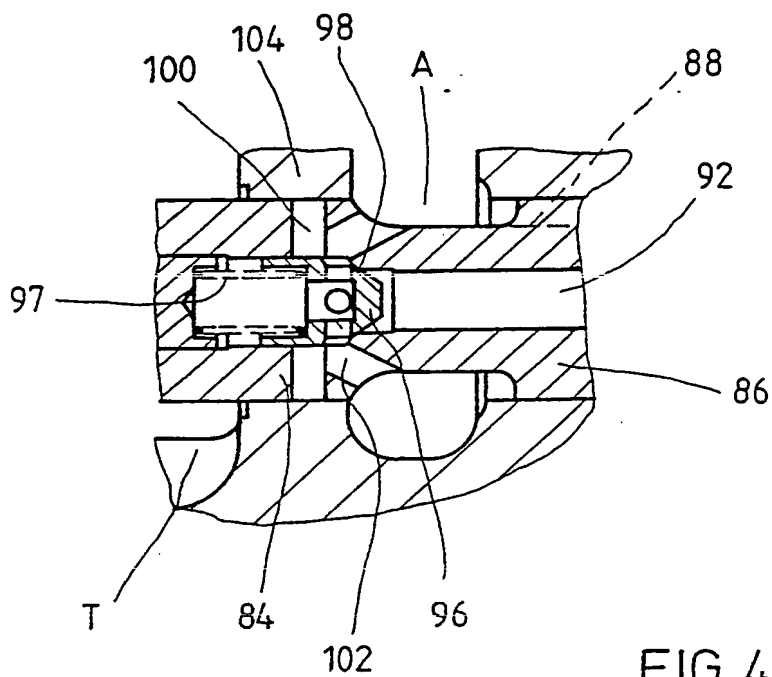


FIG. 4

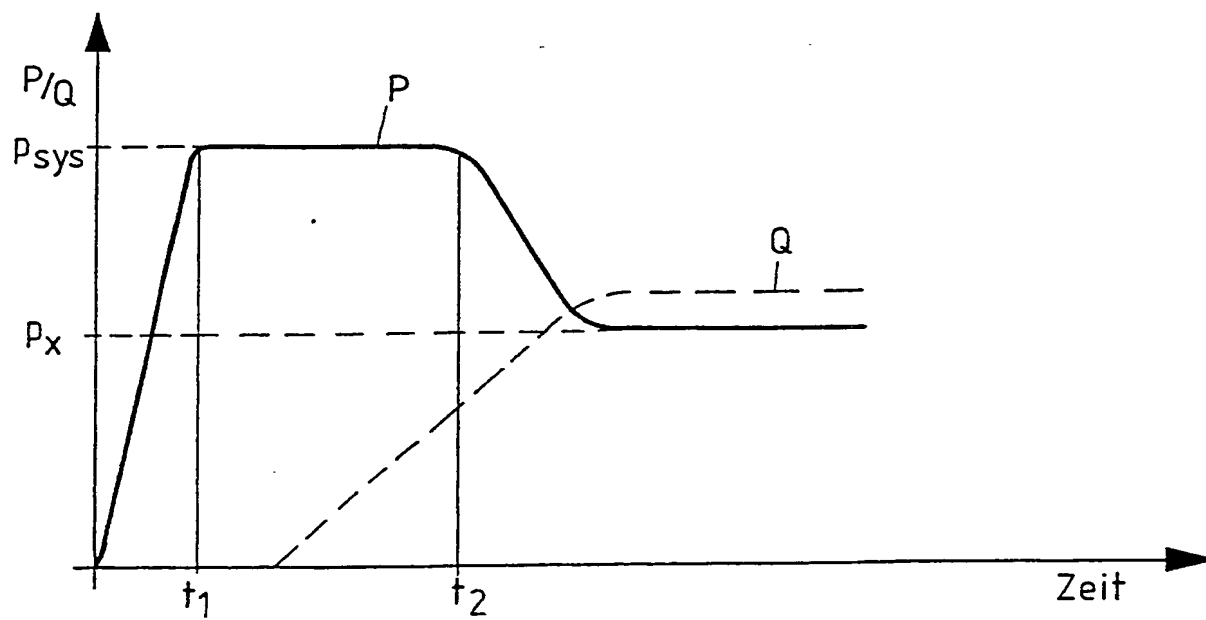


FIG. 5